

⑤1

Int. Cl. 2:

F 16 H 1/32

①9 **BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND**



DT 25 16 474 B 1

①1

Auslegeschrift 25 16 474

②1

Aktenzeichen: P 25 16 474.3-12

②2

Anmeldetag: 15. 4. 75

④3

Offenlegungstag: —

④4

Bekanntmachungstag: 2. 9. 76

③0

Unionspriorität:

③2 ③3 ③1

⑤4

Bezeichnung: Planetenrädergetriebe

⑦1

Anmelder: Fickelscher, Kurt G., 6710 Frankenthal

⑦2

Erfinder: gleich Anmelder

⑤6

Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht gezogene Druckschriften:

DT-PS 3 98 816

DT-AS 11 35 259

DT-OS 21 24 137

GB 12 15 101

US 21 44 110

US 11 44 808

Antriebstechnik, 8 1969, Nr.6, S. 219-223

Widmaier: Getriebeatlas, Stuttgart, Bl. R
102/103

BEST AVAILABLE COPY

DT 25 16 474 B 1

Patentansprüche:

1. Planetenrädergetriebe mit einer umlaufenden verzahnten Schrägscheibe, die sich an mindestens einer weiteren verzahnten Scheibe abstützt, wobei deren Radialebenen miteinander einen Winkel β einschließen und auf deren Stirnseiten außen ungleiche Anzahlen von im wesentlichen dreieck- bzw. trapezförmigen Zähnen auf Kegelflächen vorgesehen sind, dadurch gekennzeichnet, daß alle Zahnflankenlinien jedes Zahnes (8) der weiteren verzahnten Scheibe (1, 3) sich in Punkten schneiden, die auf einem Kreis ($E-F$) um die Achse (4) dieser Scheibe (1, 3) liegen, wobei der Kreis ($E-F$) bei der Kegelbewegung der Schrägscheibe (2) von einem Punkt (E) beschrieben wird, in dem sich alle Flankenlinien jedes Zahnes (10) der Schrägscheibe (2) schneiden, und wobei für den Winkel γ zwischen den abgewinkelten Radialebenen ($A-C$ bzw. $B-C$) der Zahnreihen der Scheiben gilt:

$$\gamma = \arcsin \left[\frac{\cos \alpha}{Z1/Z2} \cdot \left(\pm \sqrt{\sin^2 \alpha + \left(\frac{Z1}{Z2} \right)^2 - 1} - \sin \alpha \right) \right]$$

mit

$Z1$ Zähnezahl der weiteren verzahnten Scheibe (1),

$Z2$ Zähnezahl der Schrägscheibe (2),

2α Winkel zwischen den Zahnflanken (16, 18 bzw. 20, 22).

2. Getriebe nach Anspruch 1 mit zwei weiteren verzahnten miteinander coaxialen Scheiben, dadurch gekennzeichnet, daß die Zähnezahlen ($Z1$ bzw. $Z3$) der beiden coaxialen Scheiben (1 bzw. 3) um eine ganze Zahl q größer bzw. kleiner sind als die Zähnezahl ($Z10$) der Schrägscheibe (2) (Fig. 10, 11).

3. Getriebe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Flächen ($F1$ bzw. $F2$) der Flanken der Zähne (8 bzw. 9) der beiden coaxialen Scheiben (1 bzw. 3) zueinander im umgekehrten Verhältnis der zugehörigen Radien ($r1$ bzw. $r3$) der Scheiben stehen.

4. Getriebe nach Anspruch 1, mit drei weiteren verzahnten mit der Abtriebswelle coaxialen Scheiben, dadurch gekennzeichnet, daß die Zähnezahlen ($Z9$, $Z8a$, $Z8b$) der coaxialen Scheiben (3, 1a, 1b) um eine ganze Zahl q oder deren Vielfaches größer bzw. kleiner sind als die Zähnezahl ($Z10$) der Schrägscheibe (2) (Fig. 18).

5. Getriebe nach Anspruch 1, mit einer weiteren Scheibe, dadurch gekennzeichnet, daß die Zahnflanken (20, 22 oder 16, 18) einer der beiden Scheiben (2 oder 1) als Teil einer Zylinderfläche konvex ausgebildet sind, wobei die Zylinderachse parallel zur Radialebene des Zahnes (10 oder 8) im Schnitt der beiden Ebenen liegt, welche im Innenwinkel (24 bzw. 26) die Flanke des einen (8) bzw. des anderen Zahnes (10) berühren (Fig. 4).

6. Getriebe nach einem der Ansprüche 2 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Flanken (20, 22) der Zähne (10) der Schrägscheibe (2) als Teil einer Zylinderfläche konvex ausgebildet sind, wobei die Zylinderachse parallel zur Radialebene des Zahnes (10) im Schnitt der beiden Ebenen liegt, welche im Innenwinkel (24 bzw. 26) die Flanke (18 bzw. 22) des einen (8) bzw. des anderen (10) Zahnes berühren (Fig. 4).

7. Getriebe nach einem der Ansprüche 2 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Zähne (10) der Schrägscheibe (2) um Achsen (106) schwenkbar sind, welche sich radial zur Achse (6) der Schrägscheibe (2) erstrecken (Fig. 13–18).

8. Getriebe nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Achse (106) jedes schwenkbaren Zahnes (10) in halber Höhe (H) seiner Flanken verläuft (Fig. 13).

9. Getriebe nach Anspruch 7 oder 8, dadurch gekennzeichnet, daß jeder schwenkbare Zahn (10) außerhalb seiner Flanken (20, 22) je einen Bolzen (112) trägt, welcher exzentrisch zur Schwenkachse angebracht ist und lose in eine Bohrung eines Führungsringes (110) eingreift, der coaxial zur Schrägscheibe (2) schwimmend angeordnet ist (Fig. 16a).

10. Getriebe nach einem der Ansprüche 2, 3, 6, 7, 8 oder 9, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden coaxialen Scheiben (1 bzw. 3) mit der Abtriebswelle (42) bzw. der Antriebswelle (32) drehfest verbunden sind und daß eine Lagerscheibe (38) für die Schrägscheibe (2) drehbar gelagert (39, 391) ist und als Reaktionsglied mit einer Steuerbewegung beaufschlagt werden kann (Fig. 19).

11. Getriebe nach einem der Ansprüche 2 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß an der Schrägscheibe (2) nur einzelne Zähne (10) in regelmäßiger Folge vorhanden sind.

Die Erfindung betrifft ein Planetenrädergetriebe gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruches 1. Derartige Getriebe sind in der Zeitschrift »Antriebstechnik«, 8 (1969) Nr. 6, S. 219 bis 223, dargestellt und beschrieben. Bei diesen bekannten Getrieben stehen nur jeweils zwei Zähne zweier miteinander kämmender Scheiben im Eingriff. Die Berührung ist linienförmig und der Bewegungsablauf ist unharmonisch, so daß die Getriebe ihre Unebenheiten erst durch Einlaufen verlieren. Das übertragbare Drehmoment ist hierdurch begrenzt. Bei Übertragung größerer Drehmomente wird der Durchmesser bekannter Getriebe entsprechend groß.

Man hat sich bemüht, die Anzahl der ineinandergreifenden Zähne zu erhöhen. Die DT-PS 11 35 259 zeigt ein derartiges »Spannungswellengetriebe«, bei welchem bis zu 27,5% der Zähne ineinandergreifen, das übertragbare Drehmoment jedoch durch die Verwendung eines dünnen elastischen Hohlrades begrenzt ist. Beim Getriebe der GB-PS 12 15 101 wird ebenfalls, jedoch bei Planrädern, eine elastische Scheibe verwendet. Auch hierbei sind das übertragbare Drehmoment und die Anzahl der im Eingriff stehenden Zähne begrenzt.

Der Erfindung liegt die Aufgabenstellung zugrunde, das bekannte Planetenrädergetriebe gemäß dem Oberbegriff des Anspruches 1 dahingehend zu verbessern, daß die Schrägscheibe mit möglichst allen ihren Zähnen flächig anliegend mit der weiteren verzahnten Scheibe im Eingriff steht, um entweder höhere Drehmomente übertragen zu können oder um, bei gleichem Drehmoment, die Abmessungen und das Gewicht des Getriebes verhindern zu können.

Diese Aufgabenstellung wird durch ein Planetenrädergetriebe gemäß Anspruch 1 gelöst. Durch die erfindungsgemäße Zuordnung der Flankenlinien der

Scheiben sowie der Winkel gemäß der angegebenen mathematischen Beziehung wird erreicht, daß möglichst viele Zähne der Schrägscheibe mit jeweils einem Zahn der weiteren verzahnten Scheibe kämten. Hierbei besteht zwischen dem Durchmesser L der Scheiben und der Höhe H der Zähne die Beziehung $L \cdot \tan \beta \geq H$, damit die Scheiben sich zueinander bewegen können. Im Idealfalle ist $L \cdot \tan \beta = H$; dann kämten alle Zähne der Schrägscheibe mit Zähnen der weiteren verzahnten Scheibe, bis auf die Zahnzahldifferenz.

Beim erfindungsgemäßen Getriebe gleiten die Zahnflächen aneinander, wogegen bei den bekannten Getrieben ein Abwälzen mit in jedem Augenblick linienhafter Berührung erfolgt.

Die Getriebe der DT-AS 11 35 259 und der GB-PS 12 15 101 verwenden außen bzw. stirnseitig verzahnte elastische Scheiben anstelle der erfindungsgemäßen Schrägscheibe und sind insoweit mit der erfindungsgemäßen Konstruktion nicht vergleichbar.

Die DT-OS 21 24 137 zeigt ein Planetenrädergetriebe, bei welchem nur Stirnverzahnungen mit Planrädern zum Einsatz kommen. Dies hat zur Folge, daß die einzelnen Zähne keine Firstlinien, sondern Firstdreiecke tragen. Die einander entsprechenden Flanken zweier in Eingriff stehender Zähne liegen nicht parallel. Aufgrund dieser Verhältnisse können jeweils nur zwei Zähne zweier Scheiben miteinander kämten. Darüber hinaus sind die Zähne nicht, wie dies erforderlich ist, auf Kegelflächen angeordnet.

Ein Getriebe mit zwei weiteren verzahnten und miteinander koaxialen Scheiben ist beispielsweise aus der vorstehend genannten DT-OS 21 24 137 bekannt. Bei einem derartigen Getriebe mit zwei koaxialen Scheiben unterscheiden sich vorteilhaft die Zahnzahlen dieser Scheiben gemäß Anspruch 2. Damit der spezifische Flächendruck auf alle Zahnflanken der koaxialen Scheiben und der Schrägscheibe gleich ist, ist vorteilhaft die Bedingung des Anspruches 3 erfüllt.

Es ist darauf hinzuweisen, daß die drei Scheiben radial nicht gelagert sind, sondern sich ineinander zentrieren. Der bauliche Aufwand der Getriebeanordnung ist somit sehr gering. Diese Bemerkung gilt für alle erfindungsgemäßen Getriebeanordnungen.

Ein Getriebe mit insgesamt drei weiteren verzahnten und mit der Abtriebswelle koaxialen Scheiben ist beispielsweise aus der DT-PS 3 98 816 bekannt. Bei einem derartigen Getriebe bemißt man vorteilhaft die Zahnzahlen gemäß Anspruch 4.

Bei zwei bzw. drei koaxialen Scheiben gemäß Anspruch 2 bzw. 4 ist der Winkel 2α zwischen den Flanken der koaxialen Scheiben jeweils verschieden und berechnet sich jeweils nach der in Anspruch 1 angegebenen Gleichung.

Ist die Anzahl der Zähne in zwei miteinander kämmenden Zahnreihen relativ gering, so kann die exakte Dreiecksform der Zähne den ruhigen Bewegungsablauf etwas stören. In diesem Fall sind vorteilhaft die Zahnflanken gemäß Anspruch 5 konvex ausgebildet; bei zwei oder drei koaxialen Scheiben gilt (Anspruch 6) dies nur für die Zähne der Schrägscheibe.

Anstelle dieser konvexen Ausbildung können die Zähne der Schrägscheibe dann eben ausgebildet sein, wenn sie gemäß Anspruch 7 und 8 schwenkbar sind. Hierbei stehen in jedem Augenblick die Flanken nahezu aller schwenkbarer Zähne mit Flanken gegenüberliegender Zähne in Berührung, so daß sie in ihrer Winkelstellung genau definiert sind. Einige Zähne jedoch stehen mit keiner anderen Flanke in Berührung,

so daß sie um ihre Schwenkachse in unerwünschter Weise pendeln könnten. Dies könnte zu Störungen des Betriebes führen, welche vorteilhaft durch die in Anspruch 9 angegebene Führung vermieden wird; welche die richtige Winkelstellung auch derjenigen Zähne sicherstellt, welche nicht im Eingriff stehen.

Ein steuerbares Getriebe ist in Anspruch 10 angegeben. Durch Abbremsen des Reaktionsgliedes kann das Übersetzungsverhältnis des Getriebes kontinuierlich in Richtung zum Übersetzungsverhältnis 1 verändert werden, bis es beim Stillstand des Reaktionsgliedes den Wert 1 erreicht; aus dem Getriebe ist dann eine Kupplung geworden. Beschleunigt man andererseits das Reaktionsglied, so können weitere Übersetzungsverhältnisse realisiert werden, welche sich vom Übersetzungsverhältnis 1 mehr unterscheiden, als wenn das Reaktionsglied nicht beschleunigt würde. Ein derartiges Getriebe eignet sich besonders für die kontinuierliche Änderung des Übersetzungsverhältnisses. Zum Abbremsen oder Beschleunigen des Reaktionsgliedes sind nur minimale Drehmomente erforderlich, da nur eine Reibung überwunden werden muß.

Steuerbare Getriebe mit gleichem Leistungsvermögen sind nicht bekannt; weiterhin sind die bekannten Regelgetriebe erheblich komplizierter und arbeiten mit erheblich schlechterem Wirkungsgrad.

Der gleichmäßige Bewegungsablauf des erfindungsgemäßen Getriebes ist auch dann nicht gestört, wenn in einer Zahnreihe der Schrägscheibe einzelne Zähne oder Zahngruppen fehlen. Man kann also die Schrägscheibe gemäß Anspruch 11 ausbilden. Andererseits ist es auch möglich, ein erfindungsgemäßes Getriebe dann noch störungsfrei weiterlaufen zu lassen, wenn einzelne Zähne der Schrägscheibe beschädigt oder herausgebrochen sind.

Das Prinzip der erfindungsgemäßen Getriebe sowie einige konstruktive Lösungen sind schematisch in den Zeichnungen erläutert.

Es zeigt

Fig. 1 im achsparallelen Schnitt zwei ineinander eingreifende Scheiben gemäß Anspruch 1,

Fig. 2 den Kegel $D-E-F$ der Fig. 1,

Fig. 3 bis 6 Ausschnitte aus jeweils einer Zahnreihe,

Fig. 7 in vergrößertem Maßstab das Dreieck $C-K-J$ aus Fig. 5,

Fig. 8 ein Getriebe mit nur zwei Scheiben, zur Übertragung kleiner und mittlerer Drehmomente,

Fig. 9 eine Variante eines Konstruktionsdetails zu Fig. 8,

Fig. 10 und 11 zwei Getriebe mit drei Scheiben, zur Übertragung großer Drehmomente, wobei das in Fig. 11 dargestellte Getriebe besonders stabile Lager aufweist,

Fig. 12 die Aufsicht auf die beiden Zahnreihen zweier koaxialer Scheiben,

Fig. 13 die Anordnung schwenkbarer Zähne,

Fig. 14 das Detail XVI aus Fig. 11, jedoch mit schwenkbarem Zahn,

Fig. 15 die Ansicht eines schwenkbaren Zahnes in Richtung seiner Schwenkachse 106,

Fig. 16a bzw. 16b die Aufsicht auf eine Reihe schwenkbarer Zähne mit Darstellung der Steuereinrichtung 108/110,

Fig. 17 einen zweiteiligen schwenkbaren Zahn,

Fig. 18 ein Getriebe mit drei koaxialen Scheiben und einer besonderen Einleitung des Antriebsdrehmomentes, und

Fig. 19 ein Kupplungs-, Schalt- und Regel-Getriebe.

Fig. 1 zeigt ein Getriebe mit einer Schrägscheibe 2 und einer weiteren Scheibe 1. Die Achsen 4 und 6 der beiden Scheiben liegen in der Schnittebene der Fig. 1. Der von den Achsen 4 und 6 eingeschlossene Winkel β ist gleich dem Winkel β , welcher die Radialebene A-C der Scheibe 1 einerseits mit der Radialebene B-C der Scheibe 2 andererseits einschließt. Die Radialebene A-C ist in halber Höhe (vgl. Fig. 5) der Zähne 10 der Schrägscheibe 2 gelegt. Die linke Scheibe 1 weist stirnseitig Zähne 8 auf. Fig. 1 ist zu entnehmen, daß in dem Bereich, in dem die beiden Radialebenen sich in C schneiden, die Zähne voll ineinandergreifen; auf der entgegengesetzten Seite, d. h. im unteren Teil der Fig. 1, greifen die gegenüberstehenden Zähne der beiden Scheiben nicht mehr ineinander. Die Verzahnung ist einer HIRTH-Verzahnung ähnlich, doch kann eine HIRTH-Verzahnung nur als Kupplung, nicht als Getriebe verwendet werden.

Der Pfeil 12 deutet eine Kraft an, die im Bereich C die Zähne ineinander drückt. Läuft diese Kraft 12 auf einer Kreislinie um die Achse 4 der linken Scheibe 1 um, so beschreibt die Achse 6 der Schrägscheibe 2 einen Kegel D-E-F, dessen Achse mit der Drehachse 4 der linken Scheibe 1 zusammenfällt. Bei einem halben Umlauf (um 180°) gelangt die Achse 6 in die Stellung, in der sie mit »14« bezeichnet ist. Die Kegelspitze D ist der Schnittpunkt der Achsen 4 und 6 (bzw. 14). Der Kegel ist vergrößert in Fig. 2 dargestellt. Sein Öffnungswinkel ist gleich 2β .

Die Kegelspitze D ist auch der Durchstoßpunkt der Achse 4 der zur Kegelachse 4 koaxialen Scheibe 1 durch ihre Radialebene A-C. Der entsprechende Punkt der Schrägscheibe 2 ist mit E bezeichnet. Bei der Drehung beschreibt der Punkt E einen Kreis E-F; der Punkt F ist die Stellung des Punktes E nach einer halben Drehung (um 180°). Jeweils die Tangenten an zwei Flanken jedes Zahnes 8 der linken Scheibe 1 schneiden sich in Punkten, die auf dem Kreis E-F liegen. Die Tangenten an allen Flanken der Zähne 10 der Schrägscheibe 2 dagegen schneiden sich im Punkte E.

In der zur Achse 4 koaxialen Zylinderfläche Q-Q, die durch den Schnitt C der beiden Radialebenen verlaufend im oberen Teil der Fig. 1 angedeutet ist, denke man sich einen Schnitt durch die beiden mit ihren Zähnen ineinander eingreifenden Scheiben 1 und 2 gelegt. Wickelt man diese zylindrische Schnittfläche auf die Zeichenebene ab, so erhält man eine Darstellung, aus der Fig. 3 einen Ausschnitt zeigt:

Der in Fig. 1 ersichtliche Schnitt C zwischen der zylindrischen Schnittfläche Q-Q einerseits und den Radialebenen A-C, B-C der Scheiben andererseits ist auch in Fig. 3 eingezeichnet. Durch die Abwicklung der zylindrischen Schnittfläche Q-Q in die Zeichenebene wurde aus dem Winkel β der etwas kleinere Winkel γ ; die Beziehung der beiden Winkel ist durch folgende Gleichung gegeben:

$$\beta = \gamma \cdot \frac{\pi}{2}.$$

In Fig. 3 sind die Zähne beider Zahnreihen dreieckig mit ebenen Flanken dargestellt. Man erkennt, daß die (gestrichelten) Zähne 10 der unteren Zahnreihe in die (ausgezogen dargestellten) Zähne 8 der oberen Zahnreihe ragen. Oft jedoch ist der Winkel γ so klein und die Anzahl Z1, Z2 der Zähne so groß, daß der Betrag, um welchen die Zähne ineinanderragen würden, innerhalb der Fertigungstoleranzen liegt. In diesem Fall

kann man daher die Zähne beider Zahnreihen dreieckig ausbilden, wie dies in Fig. 3 dargestellt ist.

Bei größeren Winkel β bzw. γ , sowie bei geringeren Zahnzahlen Z1, Z2 und somit kleineren Übersetzungsverhältnissen i , muß man jedoch die Zähne einer Zahnreihe korrigieren:

Die Flanke 22 des Zahnes 10 der Schrägscheibe 2 müßte etwas konvex ausgebildet sein, damit nicht die Spitze dieses Zahnes 10 in die Flanke 18 des Zahnes 8 eindringt. Die hierzu erforderliche Krümmung der Flanke 22 des Zahnes 10 erhält man gemäß Fig. 4 folgendermaßen:

- Im Innenwinkel 26 errichtet man auf der Flanke 22 des Zahnes 10 die Lotrechte,
- Im Innenwinkel 24 errichtet man auf der Flanke 18 des Zahnes 8 die Lotrechte und
- bringt diese beiden Lotrechten miteinander zum Schnitt, um den Krümmungsmittelpunkt zu erhalten.

Die korrigierte konvexe Flanke des Zahnes 10 der Schrägscheibe 2 ist eine Zylinderfläche, deren Achse senkrecht zur Zeichenebene der Fig. 3 durch den Schnittpunkt der beiden vorstehend beschriebenen Lotrechten verläuft.

Fig. 4 zeigt eine der Fig. 3 ähnliche Anordnung, wobei jedoch die Zähne 10 der Schrägscheibe 2 in der beschriebenen Weise korrigiert sind. Die Zähne 8 der linken Scheibe 1 dagegen sind, ebenso wie gemäß Fig. 3, im Querschnitt dreieckig mit ebenen Flanken 16 und 18.

Zur Gestaltung der Zähne der zur Kegelachse 4 koaxialen Scheibe 1 wird auf die Fig. 5 und 6 verwiesen. Der Querschnitt eines Zahnes 8 ist hier ein gleichschenkliges Dreieck mit der Basis a; der Abstand der Spitzen 28, 30 je zweier benachbarter Zähne 8 ist ebenfalls gleich dieser Basisbreite a eines einzelnen Zahnes. Die Höhe H der Zähne ist von der Basis bis zum Schnitt der Flanken 16, 18 gemessen, also ohne Berücksichtigung einer etwaigen Abfassung gemäß Fig. 12. In der Höhe H/2 der Zähne 8 der Scheibe 1 ist die Mittellinie X-X eingezeichnet. Diese Mittellinie wird von den Flanken 16, 18 der Zähne 8 in gleiche Abschnitte a/2 geteilt (vgl. auch Fig. 4). Diese gleichmäßige Teilung ist Voraussetzung für eine kontinuierliche beschleunigungsfreie Bewegung. Die Mittellinie X-X bildet in der abgewinkelten Darstellung der Fig. 5 mit der Mittellinie Y-C der Zahnreihe der Schrägscheibe 2 den Winkel γ , welcher mit dem Winkel β durch die genannte Gleichung verbunden ist.

Die Mittellinie X-X der Zähne 8 ist der Schnitt der Radialebene A-C mit der zylindrischen Schnittfläche Q-Q. Die Mittellinie Y-C der — in Fig. 5 und 6 nicht dargestellten — Zahnreihe 10 ist der Schnitt der Radialebene B-C mit der zylindrischen Schnittfläche Q-Q.

Die zur Kegelachse 4 koaxiale Scheibe 1 hat mehr Zähne als die Schrägscheibe 2. Dementsprechend ist die Basisbreite a bzw. der Abstand a der Spitzen 28, 30 der Zähne 8 der Scheibe 1 um die Strecke t kleiner als der entsprechende Abstand d der Scheibe 2. Die beiden Basisbreiten a, d stehen miteinander durch die folgende Gleichung in Verbindung:

$$d = \frac{Z1}{Z2} \cdot a,$$

wobei Z1, Z2 = Zahnzahlen.

Fig. 4 entnimmt man, daß infolge der unterschiedli-

chen Zahnzahlen Z_1, Z_2 die Zähne der beiden Scheiben mit zunehmendem Abstand vom Punkt C immer weniger tief ineinandergreifen. Würde die Darstellung der Fig. 4 den vollen Umfang der beiden Zahnreihen darstellen, so würde man erkennen, daß — im Idealfalle — die Anzahl der nicht ineinandergreifenden Zähne einer Zahnreihe Z_1-Z_2 ist, so daß nahezu alle Zähne ineinander eingreifen und sehr große Flächen zur Drehmomentübertragung zur Verfügung stehen.

Aus dem in Fig. 7 dargestellten Dreieck $C-K-J$, 10 welches auch im kleineren Maßstab in Fig. 5 erkennbar ist, wurde die Gleichung des Anspruches 1 abgeleitet, die im Grenzfall kleiner Winkel ($\gamma < 3^\circ$) in die Gleichung

$$\gamma \approx \arctg \frac{n-1}{n \cdot t g \alpha}$$

übergeht.

Nach dieser Gleichung kann man für ein gewünschtes Verhältnis $n = Z_1/Z_2$ der Zähnezahlen und für einen gegebenen Winkel 2α zwischen den Zahnflanken 16, 18 den Winkel γ ausrechnen, welchen die abgewinkelten Mittellinien $X-X$ bzw. $Y-C$ der beiden Zahnreihen miteinander einschließen.

Umgekehrt kann man beispielsweise, ausgehend von einem gewünschten Winkel γ und einem gewünschten Verhältnis $n = Z_1/Z_2$ der Zahnzahlen, den Winkel 2α zwischen den Zahnflanken 16, 18 berechnen. Die beiden Zahnreihen unterscheiden sich nur durch die Zahnzahlen, durch die Zahnhöhen H sowie eventuell durch die Form (eben oder konvex) der Flanken.

In bezug auf Fig. 1 wurde bereits gesagt, daß die durch den Pfeil 12 symbolisierte Kraft im Bereich C die Zähne ineinanderdrückt und durch ihren Umlauf um die Achse 4 der Scheibe 1 eine Kegelbewegung der Schrägscheibe 2 bewirkt. Dieser Bewegungsmechanismus wird an Hand der Fig. 5 und 6 näher erläutert:

In Fig. 6 ist die Zahnreihe 8 mit ihren Flanken 16, 18 dargestellt. Auch ist die Mittellinie $C-X$ der Zahnreihe 8 eingezeichnet. Die Zahnreihe 10 ist durch ihre Mittellinie $Y-Y$ angedeutet, welche im Punkt C einen Knick bildet. In diesem Punkt C drückt die Kraft 12 die beiden Zahnreihen ineinander. Die Bewegung der Kraft 12 in Pfeilrichtung 13 in die Stellung 12a hätte eine Schwenkung der Mittellinie $Y-Y$ der Zahnreihe 10 um den Winkel γ in die Stellung Y_1-Y_1 zur Folge. Hierbei würde die Flanke 22 des Zahnes 10 in eine Stellung innerhalb des Zahnes 8 gelangen. Da dies praktisch unmöglich ist, bewegt sich die Zahnreihe 10 um die Strecke $t = d - a$ nach rechts, wobei sich die Kraft 12 um die Basisbreite d eines Zahnes 10 nach links in die Stellung 12a bewegt.

Im dargestellten Ausführungsbeispiel ist die Basisbreite d der Zahnreihe 10 größer als die Basisbreite a der Zahnreihe 8. Dies hat, wie dargelegt, zur Folge, daß sich die Zahnreihe 10 in umgekehrter Richtung (Dreh Sinn) bewegt wie die Kraft 12. Ist dagegen a größer als d , so läuft die Zahnreihe 10 der Schrägscheibe 2 im gleichen Sinne um wie die Kraft 12.

Die anhand der Fig. 5 und 6 erläuterte Bewegung in 60 einer Ebene dient nur zur Illustration der tatsächlich stattfindenden räumlichen Bewegung: Läuft die Kraft 12 auf einer Zylinderfläche um die Achse 4 der Scheibe 1 um, so beschreibt bei der Kegelbewegung der Schrägscheibe 2 deren Achse 6 den Kegel der Fig. 2. Die Zähne 10 stehen mit den Zähnen 8 im Eingriff; der Schnitt C rückt von einer Lücke zwischen zwei Zähnen 8 jeweils zur nächsten weiter, wobei sich die Zahnreihen

gegeneinander jeweils um den Betrag t (im Bodenmaß) verschieben. Man erkennt, daß das Übersetzungsverhältnis i zwischen der Drehzahl der Kraft 12 einerseits und der Drehzahl der Schrägscheibe 2 andererseits 5 gleich dem Verhältnis zwischen der Basisbreite d eines Zahnes 10 und der Verschiebung t ist:

$$i = \frac{ne}{na} = \frac{d}{t} = \frac{d}{d-a},$$

wobei ne = Eingangsdrehzahl na = Ausgangsdrehzahl.

Das Eingangsdrehmoment Me und das Ausgangsdrehmoment sind durch die Gleichung $ne \cdot Me = na \cdot Ma$ miteinander verbunden.

15 Fig. 8 zeigt ein besonders einfach aufgebautes erfindungsgemäßes Getriebe mit nur zwei Scheiben 1 und 2. Ein derartiges Getriebe eignet sich weniger zur Übertragung großer Drehmomente, sondern wird insbesondere zur Übertragung kleiner und mittlerer 20 Drehmomente eingesetzt und beispielsweise als Stellgetriebe für große Übersetzungen verwendet.

Die Antriebswelle 32 ist im Lager 34 des Gehäuses 36 gelagert und trägt eine Lagerscheibe 38. Diese Lagerscheibe 38 ist um den Winkel $90^\circ - \beta$ gegenüber 25 der Antriebswelle 32 geneigt.

Fluchtend mit der Antriebswelle 32 ist, am anderen Ende des Gehäuses (in Fig. 8 oben), die Abtriebswelle 42 im Lager 40 gelagert. Im inneren freien Ende 44 der Abtriebswelle 42 ist das innere freie Ende 46 der 30 Antriebswelle 32 im Lager 47 gelagert. Vorteilhaft umgibt das Lager 40 konzentrisch das Lager 47.

Die Scheibe 1 ist mit dem Gehäuse 36 fest verbunden und dreht sich nicht. Mit den Zähnen 8 der gehäusefesten Scheibe 1 kämmen die Zähne 10 der 35 Schrägscheibe 2.

Die Schrägscheibe 2 weist eine Innenzahnung 48 auf, welches mit auf dem freien Ende 44 der Abtriebswelle 42 stehenden Bogenzähnen 50 kämmt. Durch diese Bogenzahnkupplung wird die Drehung der Schrägscheibe 2 auf die Abtriebswelle 42 übertragen.

40 Dreht sich die Antriebswelle 32, so macht die Lagerscheibe 38 eine Kegelbewegung und drückt mit ihrer um den Winkel $90^\circ - \beta$ gegenüber der Antriebswelle 32 gezeigten Ringfläche 52 gegen die ihr parallele Unterfläche 54 der Schrägscheibe 2; der Andruck der Ringfläche 52 gegen die Unterfläche 54 ist in Fig. 1 und 6 durch den Pfeil 12 symbolisiert. Bei der Kegelbewegung der Lagerscheibe 38 wird durch die Anlage der Flächen 52 und 54 die Schrägscheibe 2 zu einer 45 Kegelbewegung mit dem Kegelwinkel 2β (vgl. Fig. 2) gezwungen. Die Drehzahl der Schrägscheibe 2 ist dabei erheblich geringer als die Drehzahl der Lagerscheibe 38; die Umlaufrichtung kann, gemäß den Erläuterungen zu Fig. 6, gleich oder entgegengesetzt sein. Die Zähne 10 der Schrägscheibe 2 laufen in der Zahnreihe 8 der gehäusefesten Scheibe 1 mit einer Drehzahl um, deren Verhältnis zur Drehzahl der Antriebswelle 32 durch das Übersetzungsverhältnis i nach der Gleichung

$$i = \frac{1}{1-n} = \frac{1}{1-Z_1/Z_2} = \frac{Z_2}{Z_2-Z_1}$$

bestimmt ist.

50 Diese Drehzahl wird über die Bogenzahnkupplung 48/50 der Abtriebswelle 42 mitgeteilt.

Bei der Drehung der Lagerscheibe 38 wirkt auf die Antriebswelle 32 ein Biegemoment. Dieses wird durch die beschriebene Lagerung 47 des freien Endes 46 der

Antriebswelle 32 im freien Ende 44 der Abtriebswelle 42 aufgenommen.

Die Zähne 8 der Scheibe 1 haben ebene Zahnflanken, wogegen die Zähne 10 der Schrägscheibe 2 leicht konvex ausgebildet sein können.

Fig. 9 zeigt eine Kupplung, die an Stelle der in Fig. 8 dargestellten Kupplung zwischen der Schrägscheibe 2 und der Abtriebswelle 42 verwendbar ist. Die Bogenzahnkupplung 48/50 der Fig. 8 ist in Fig. 9 durch eine kardanische Aufhängung der Schrägscheibe 2 in der Abtriebswelle 42 ersetzt. Hierbei umgibt die Zahnreihe 10 die kardanische Aufhängung, was zur Folge hat, daß das übertragbare Drehmoment begrenzt ist. Zur Übertragung größerer Drehmomente ordnet man vorteilhaft die kardanische Aufhängung außerhalb der Zahnreihe 10 an.

Eine Getriebeanordnung mit insgesamt drei Scheiben ist in Fig. 10 dargestellt. Eine Bogenzahnkupplung, eine kardanische Aufhängung oder dergleichen ist nicht erforderlich, so daß die Übertragung großer Drehmomente möglich ist:

Die Drehbewegung wird über das Antriebsrad 56 in die Getriebeanordnung eingeleitet. Dieses Antriebsrad 56 kann beispielsweise auf seiner Zylinderfläche 58 mit einem Keilriemen angetrieben oder mit einer Zahnung, zur Anwendung eines Zahnradantriebes, versehen sein. Auch kann das Antriebsrad eine Abtriebswelle tragen oder als Handrad ausgebildet sein.

Innen weist das Antriebsrad 56 eine schräge Ringfläche 52 auf, welche um den Winkel β gegenüber dem Antriebsrad 56 geneigt ist, bei Drehung des Antriebsrades 56 eine Kegelbewegung mit dem Öffnungswinkel $2(90^\circ - \beta)$ beschreibt und derart gegen die Unterfläche 54 der Schrägscheibe 2 drückt, daß auch deren Achse eine Kegelbewegung mit dem Öffnungswinkel 2β beschreibt (vgl. Fig. 2).

Mit den Zähnen 10 der Schrägscheibe 2 kämmen die Zähne 8 und 9 der miteinander koaxialen Scheiben 1 und 3. Die mathematische Achse 4 dieser beiden Scheiben 1 und 3 ist auch die mathematische Achse des Antriebsrades 56 sowie dessen etwaiger Abtriebswelle.

Die Zähnezahlen Z_1, Z_3, Z_2 der Zahnreihen 8, 9 und 10 der Scheiben 1, 3 und 2 sind unterschiedlich. Die Zähnezahl Z_1 der äußeren Scheibe 1 ist um eine ganze Zahl q größer, die Zähnezahl Z_3 der inneren Scheibe 3 ist um die gleiche ganze Zahl q kleiner als die Zähnezahl Z_2 der Schrägscheibe 2 (oder umgekehrt); nur unter dieser Bedingung sind die Winkel β und γ für das Verhältnis der Scheiben 1 und 2 einerseits und das Verhältnis der Scheiben 3 und 2 andererseits praktisch gleich. Je nachdem, ob man von den beiden koaxialen Scheiben 1 und 3 die äußere Scheibe 1 oder die innere Scheibe 3 mit dem Gehäuse verbindet und somit festhält, erhält man zwei verschiedene Übersetzungsverhältnisse zwischen der Antriebsdrehzahl des Antriebsrades 56 einerseits und der Abtriebsdrehzahl der nicht festgehaltenen Scheibe 1 bzw. 3 andererseits. Die innere (3) der beiden koaxialen Scheiben trägt eine Abtriebswelle 42, welche koaxial von der Abtriebshohlwelle 60 der äußeren (1) der beiden koaxialen Scheiben umgeben ist. Je nachdem, welche der beiden koaxialen Scheiben festgehalten wird, ist an der anderen der beiden koaxialen Scheiben, bzw. an der Abtriebswelle 42 oder der Abtriebshohlwelle 60, die abtreibende Drehung abzunehmen.

Jeder mit den Zähnen 8 und 9 der koaxialen Scheiben 1 und 3 in Eingriff stehende Zahn 10 liegt mit einer Flanke an einem Zahn 8 und mit der anderen Flanke an

einem Zahn 9. Die auf den Zahn 10 von den beiden Zähnen 8 und 9 ausgeübten Kräfte heben sich auf. Wenn die Flächen der Flanken dieser Zähne sowie die Radien der Scheiben der Gleichung

$$F_1 \cdot r_1 = F_3 \cdot r_3$$

mit

F_1, F_3 = Flächen der Flanken der Zähne 8, 9,
 r_1, r_3 = Radien der Scheiben 1, 3

genügen, ist der Druck auf jeweils zwei Flanken gleich.

Geht man davon aus, daß bei der Getriebeanordnung der Fig. 8 und 9 die Zähnezahlen $Z_1=60$ und $Z_2=59$ sind, so berechnet sich das Übersetzungsverhältnis i wie folgt:

$$i = \frac{1}{1-n} = \frac{1}{1-Z_2/Z_1} = \frac{Z_1}{Z_1-Z_2} = \frac{60}{60-59} = 60.$$

Die Zähnezahlen der Getriebeanordnung der Fig. 10 seien $Z_1=60; Z_2=59; Z_3=58$. Hieraus berechnet sich das Übersetzungsverhältnis i wie folgt:

a) bei festgehaltener Scheibe 3:

$$n = \frac{Z_3}{Z_2} \cdot \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{Z_3}{Z_1},$$

$$i = \frac{1}{1-n} = \frac{1}{1-Z_3/Z_1} = \frac{Z_1}{Z_1-Z_3} = \frac{60}{60-58} = \frac{60}{2} = 30.$$

b) bei festgehaltener Scheibe 1:

$$n = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_2}{Z_3} = \frac{Z_1}{Z_3},$$

$$i = \frac{1}{1-n} = \frac{1}{1-Z_1/Z_3} = \frac{Z_3}{Z_3-Z_1} = \frac{58}{58-60} = \frac{58}{-2} = -29.$$

Die Anordnung der Fig. 8 und 9, welche bevorzugt zur Übertragung kleiner und mittlerer Drehmomente verwendbar ist, hat also ein relativ großes Übersetzungsverhältnis. Die Anordnung der Fig. 10 dagegen, welche sich zur Übertragung großer Drehmomente eignet, hat ein kleineres Übersetzungsverhältnis.

Je nachdem, welcher der vier drehenden Teile (drei Scheiben 1, 2, 3 und Antriebsrad 56) der Anordnung der Fig. 10 festgehalten und welcher der vier drehenden Teile angetrieben wird, ergibt die Anordnung der Fig. 10 zehn verschiedene Übersetzungsverhältnisse:

	Festgehaltener Teil	Angetriebenes Teil	Übersetzungsverhältnisse		
			$i_{1/3}$	$i_{2/3}$	$i_{1/2}$
60	1	56	30		60
	3	56	(-) 29	(-) 58	
65	2	56	30/(-) 29		
	56	1	1,038		1,017
	56	3	0,96	0,98	
	keines	1 od. 2	1	1	1

Die Getriebeanordnung der Fig. 11 gleicht insofern der Anordnung der Fig. 10, als mit einer Schrägscheibe 2 zwei zueinander und um die Abtriebswelle 42 koaxiale Scheiben 1 und 3 kämmen. Der Unterschied der Anordnung der Fig. 11 gegenüber der Anordnung der Fig. 10 besteht im wesentlichen in der stabileren Ausbildung der Lager:

Die Drehung wird über die Antriebswelle 32 eingeleitet, welche im Lager 34 im Gehäuse 36 gelagert ist. Die Abtriebswelle 42 ist im Lager 40 im Gehäuse 36 gelagert. Die Antriebswelle 32 reicht mit ihrem freien Ende 46 in die hohle Abtriebswelle 42 bis in den Bereich des Lagers 40 und ist dort im Lager 47 gelagert. Die auf die Antriebswelle 32 durch die Kegelbewegung der Lagerscheibe 38 ausgeübten Biegemomente werden auf diese Weise über die Lager 34, 47 und 40 auf das Gehäuse 36 übertragen.

Die schräge Ringfläche 52 der Lagerscheibe 38 ist gegenüber der Antriebswelle 32 um einen Winkel $90^\circ - \beta$ geneigt. Die Ringfläche 52 der Lagerscheibe 38 drückt auf die Unterfläche 54 der Schrägscheibe 2 und treibt diese zu einer Kegelbewegung um ihre Achse 6 an. Hierbei läuft die Zahnreihe 10 der Schrägscheibe 2 in der Zahnreihe 8 der mit dem Gehäuse 36 fest verbundenen Scheibe 1. Dies hat zur Folge, daß die innere Scheibe 3 der beiden koaxialen Scheiben 1 und 3 von der Kegeldrehbewegung (um die Achse 6) der Schrägscheibe 2 gedreht wird. Die innere Scheibe 3 ist starr mit der Abtriebswelle 42 verbunden, deren Drehzahl zu der Drehzahl der Antriebswelle 32 in einem Übersetzungsverhältnis steht, welches durch die Zähnezahlen der drei Zahnreihen 8, 9 und eventuell 10 bestimmt ist.

Die Lager 34, 40 und 47 nehmen die radial zu den Wellen 32 und 42 wirkenden Kräfte auf. Zur Ableitung von Kräften, die in Längsrichtung dieser beiden Wellen wirken, ist einerseits die Lagerscheibe 38 über das Stützlager 102 unten im Gehäuse 36 und andererseits die Scheibe 3 über das Stützlager 104 oben im Gehäuse 36 in Richtung der Wellen abgestützt.

Fig. 12 zeigt schematisch und in Aufsicht jeweils etwa ein Drittel der beiden Zahnreihen 8 und 9 der zueinander koaxial angeordneten Scheiben 1 und 3 der Fig. 10 und 11. Man erkennt, daß die Innenwinkel 24 der beiden Zahnreihen 8, 9 infolge der unterschiedlichen Zähnezahlen nur an einer einzigen Stelle miteinander fluchten; genau an dieser Stelle ist ein Zahn 10 der Schrägscheibe 2 strichpunktirt angedeutet, um zu zeigen, wie dieser Zahn 10 die beiden Zahnreihen 8 und 9 übergreift.

Mit Punkten hervorgehoben sind jeweils diejenigen ebenen Flanken der Zähne 8 und 9, welche jeweils einen Zahn 10 umfassen. Die Flanken dieses Zahnes 10 können leicht konvex ausgebildet sein, um gemäß Fig. 4 immer ein Anliegen an den Flanken der Zähne 8 und 9 zu ermöglichen.

Die wesentlichen konstruktiven Unterschiede zwischen einer HIRTH-Verzahnung und der erfindungsgemäßen Getriebeanordnung sind der perspektivischen Darstellung der Fig. 12 zu entnehmen:

1. Ebenso wie dies in Fig. 12 für zwei koaxiale Zahnreihen 8 und 9 dargestellt ist, sind auch zwei ineinander eingreifende Zahnreihen bei der erfindungsgemäßen Getriebeanordnung mit unterschiedlichen Zahnzahlen versehen.

2. Die Verlängerungen der Innenwinkel 24 und aller Flankenlinien (beispielsweise der Höhenhalbierenden AF, EC gemäß Fig. 1) jedes Zahnes der festen Scheibe 1

(Fig. 1) schneiden sich in Punkten, die auf einer Kreislinie E-F liegen, welche die Basislinie des in Fig. 2 dargestellten Kegels ist, wogegen die entsprechenden Schnittpunkte der Schrägscheibe 2 in einem einzigen Punkt E bzw. F zusammenfallen.

Statt der an Hand der Fig. 3 und 4 beschriebenen konvexen Ausbildung der Zähne 10 ist es auch möglich, diese gemäß Fig. 13 schwenkbar auszubilden:

Fig. 13 zeigt eine Darstellung ähnlich Fig. 4, nämlich einen Schnitt längs einer zylindrischen Schnittfläche Q-Q in Fig. 12, welche dann in die Zeichenebene abgewickelt wurde. Zwischen den ebenen Flanken jeweils zweier Zähne 8 (mit Kreuzchen hervorgehoben) und 9 (mit Ringen hervorgehoben) sitzt ein um die (durch eine Kreislinie in Fig. 13 symbolisch angedeutete) Schwenkachse 106 schwenkbarer Zahn 10 der Schrägscheibe 2. Da der schwenkbare Zahn 10 jeweils von beiden Seiten von je einer angelegten Flanke (Fig. 12) jeweils eines Zahnes 8 bzw. 9 beaufschlagt ist, wirkt auf die Schwenkachse 106 kein Kippmoment. Es besteht somit keine Gefahr einer Verbiegung dieser Schwenkachse. Der schwenkbare Zahn 10 wird dort auf Scherung beansprucht, wo die Beaufschlagung durch den Zahn 8 in die Beaufschlagung durch den Zahn 9 übergeht.

Fig. 14 zeigt einen Detail XVI aus Fig. 11 in vergrößerter Ansicht, jedoch mit schwenkbarer Anordnung des Zahnes 10. Man erkennt, daß die konisch ausgebildete Schwenkachse 106 mit ihren Enden 107 und 108 in Lagern 109 bzw. 110 der Schrägscheibe 2 gelagert ist. Die Zähne 9 und 8 der miteinander koaxialen Scheiben 1 und 3 sind gestrichelt angedeutet.

Eine Ansicht des in Fig. 14 dargestellten schwenkbaren Zahnes in Richtung seiner Schwenkachse ist in Fig. 15 dargestellt: Man blickt auf das im Lager 110 gelagerte Ende 108 der Welle 106. Man erkennt weiterhin den Flansch 114, hinter dem der konische Abschnitt der Welle 106 beginnt, der schließlich in das hintere Ende 107 ausläuft, das in Fig. 15 als innere gestrichelte Kreislinie dargestellt ist. Der Zahn 10 selbst wird von außen nach innen schmaler. Die äußere Dreieckkontur des Zahnes 10 ist in Fig. 15 mit 103, die innere Kontur mit 105 bezeichnet.

Man erkennt, daß die beiden Konturlinien 103 und die beiden Konturlinien 105 sich rechts in je einer Spitze schneiden würden, daß diese Spitze jedoch abgefaßt ist. Jeder Kontur 103 bzw. 105 ist eine Basislinie d 103 bzw. d 105 zugeordnet. Der Abstand des Schnittpunktes der beiden Konturlinien 103 von der Basislinie d 103 ist die Höhe H 103; der Abstand des Schnittpunktes der beiden Konturlinien 105 von der Basis d 105 ist die Höhe H 105. Beide Höhen H 103 und H 105 werden durch die mathematische Achse 106 der Schwenkachse des Schwenkzahn 10 genau halbiert. Dies ist auch in Fig. 13 dargestellt.

Es wurde gesagt, daß jeder Schwenkzahn an jeder seiner beiden Flanken eine Abstützung durch jeweils eine Flanke eines Zahnes 8 oder 9 benötigt, damit er nicht in undefinierter Weise um seine Schwenkachse 106 pendelt. Immer erfüllt ist diese Bedingung für diejenigen Zähne 10, die mit den miteinander koaxialen Zahnreihen in Eingriff stehen. Diese Bedingung ist jedoch nicht erfüllt für diejenigen wenigen Zähne, die (vgl. Fig. 1 unten) nicht mit anderen Zähnen in Eingriff stehen. Diese Zähne könnten um die Schwenkachse 106 in unerwünschter Weise pendeln, so daß sie beim weiteren Umlauf nicht sofort wieder in der passenden Stellung ständen, in der sie in die Lücke zwischen zwei Zähnen 8

und 9 passen. Dies könnte zu Störungen des Betriebes führen, welche jedoch durch die in Fig. 16a und 16b dargestellten Steueranordnungen vermieden werden:

Jeder schwenkbare Zahn 10 trägt einen Bolzen 112 bzw. 113, der lose in einer Durchbohrung des Führungsringes 110 bzw. 111 sitzt. Der Führungsring kann stirnseitig (Fig. 16a) oder peripher außen (Fig. 16b) an den Zähnen 10 angebracht sein, je nachdem, wo Platz für ihn ist. Die Winkelstellung der im Eingriff stehenden Zähne 10 wird durch diesen Führungsring den wenigen nicht im Eingriff stehenden Zähnen mitgeteilt, so daß diese, wenn sie wieder in Eingriff kommen, von vornherein in der richtigen Einstellung stehen.

Sind die Zähnezahlen der Zahnreihen 8 und 9 sehr unterschiedlich, so kann es erforderlich sein, den Winkel 2α zwischen den Zahnflanken (vgl. Fig. 5) bei den beiden Zahnreihen 8 und 9 unterschiedlich zu machen.

Entsprechend unterschiedlich muß dann dieser Winkel bei den beiden Abschnitten 10a und 10b (vgl. Fig. 17) des schwenkbaren Zahnes 10 sein. In diesem Falle kann es herstellungstechnisch günstig sein, gemäß Fig. 17 den Bereich 10a des schwenkbaren Zahnes 10 mit der Schwenkachse 10 einteilig auszubilden, so daß der Bereich 10b gegenüber der Schwenkachse 106 und somit gegenüber dem Bereich 10a schwenkbar ist. Bei dieser Ausführung schwenken also die Bereiche 10a und 10b unabhängig voneinander.

Bei der Getriebeanordnung der Fig. 18 ist die Antriebswelle 32 im Gehäuse 36 in einem Lager 34 gelagert. Das freie Ende 46 der Antriebswelle 32 ist mit einem Lager 47 im hohlen Ende der Abtriebswelle 42 gelagert, die mit der Antriebswelle 32 coaxial (mathematische Achse 4) angeordnet ist.

Mit der Abtriebswelle 42 ist die innere (3) von drei coaxialen Scheiben 3, 1a und 1b einteilig ausgebildet. Die mittlere Scheibe 1a der drei coaxialen Scheiben ist mit einer Hohl-Abtriebswelle 60a einteilig ausgebildet, wogegen die äußere Scheibe 1b der drei coaxialen Scheiben mit dem Gehäuse 36 einteilig ausgebildet und somit festgehalten ist. Die Abtriebswelle 42 ist in der Hohl-Abtriebswelle 60a mittels eines Lagers 40 gelagert, wogegen die Hohl-Abtriebswelle 60a im Gehäuse 36 in einem Lager 41 gelagert ist. Die drei Zahnreihen 9, 8a und 8b der drei miteinander coaxialen Scheiben 3, 1a und 1b kämmen mit den schwenkbaren Zähnen 10 der Schrägscheibe 2. Diese schwenkbaren Zähne 10 sind in der Schrägscheibe 2 in Lagern 108 und 107 so gelagert, wie dies in Fig. 14 dargestellt ist. Auch ist in Fig. 18 die Steueranordnung 112/115 der Fig. 16a dargestellt, welche diejenigen Zähne 10, die mit den Zähnen 9, 8a und 8b nicht im Eingriff stehen (Fig. 18, rechts), in der passenden Stellung anhalten, damit sie, wenn sie bei der weiteren Drehung wieder in Eingriff kommen, gleich in der richtigen Stellung stehen und den Bewegungsablauf nicht behindern.

Bei den bisherigen Ausführungsbeispielen waren die

Flächen 52 und 54, mit welcher die Kegelbewegung der Lagerscheibe 38 auf die Schrägscheibe 2 übertragen wird, parallel zur Lagerscheibe 38 angeordnet. Beim Ausführungsbeispiel der Fig. 18 jedoch sind diese Flächen 52 und 54 parallel zur Achse 6 der Schrägscheibe 2 angeordnet, um in einem Ausführungsbeispiel auch diese Möglichkeit darzustellen, die bei großen Winkeln β konstruktive Vorteile aufweist.

Fig. 19 zeigt ein Kupplungs-, Schalt- und Steuer-Getriebe.

Mit der Antriebswelle 32 ist die innere Scheibe 3 der beiden coaxialen Scheiben 1 und 3 drehfest verbunden, im dargestellten Ausführungsbeispiel sogar einteilig ausgebildet. Die äußere Scheibe 1 der beiden coaxialen Scheiben 1 und 3 ist mit der Abtriebswelle 42 drehfest verbunden.

Die Schrägscheibe 2 ist gegenüber der Antriebswelle 32 um den Winkel $90^\circ - \beta$ geneigt. Ihre Unterfläche 54 wird von der schrägen Ringfläche 52 der Lagerscheibe 38 beaufschlagt, die in Lagern 39 und 391 gegenüber der Antriebswelle 32 frei drehbar gelagert ist.

In der dargestellten Stellung wird die Drehung der Antriebswelle 32 über die innere coaxiale Scheibe 3, deren Zahnreihe 9, die Zahnreihe 10 der Schrägscheibe 2, die Zahnreihe 8 der äußeren coaxialen Scheibe 1 auf die Abtriebswelle 42 ohne jedes Übersetzungsverhältnis übertragen, so daß in dieser dargestellten Stellung die Anordnung als Kupplung funktioniert. Keines der vier drehbaren Teile (coaxiale Scheiben 1 und 3, Schrägscheibe 2, Lagerscheibe 38) ist festgehalten.

Die Lagerscheibe weist eine äußere konische Ringfläche 71 auf, der die innere konische Ringfläche 72 eines Bremsringes 74 gegenübersteht. Dieser Bremsring wird durch Ölbeaufschlagung 76 gegen die Kraft einer Feder 78 in Fig. 19 in einer Stellung gehalten, in der die beiden konischen Flächen 71 und 72 sich nicht berühren. Läßt man Öl bei 76 ab, so drückt die Feder 78 den Ring 74 gegen das entweichende Öl nach oben und, je nach dem Anlagedruck zwischen den Flächen 72 und 71, tritt eine mehr oder minder starke Abbremsung der Lagerscheibe 38 ein. Wird diese Lagerscheibe 38 vollständig abgebremst, wobei nur eine geringe Reibung zur Überwindung der rollenden Reibung zwischen der Schrägscheibe 2 und der Lagerscheibe 38 genügt, so arbeitet die dargestellte Anordnung als Getriebe mit dem Übersetzungsverhältnis $i = Z_3/Z_1$. Durch mehr oder minder vollständiges Abbremsen der Lagerscheibe 38 lassen sich zwischen diesem Übersetzungsverhältnis i und dem Übersetzungsverhältnis 1, also der Funktion als Kupplung, alle beliebigen Übersetzungsverhältnisse kontinuierlich wählen.

Die in Fig. 19 dargestellte Anordnung ermöglicht es somit, von einer Arbeitsstellung als Kupplung (Übersetzungsverhältnis 1) kontinuierlich über beliebig viele Zwischenstellungen (teilweises Abbremsen der Lagerscheibe 38) bis zu einem maximalen Übersetzungsverhältnis (Stillstand der Lagerscheibe 38) überzugehen.

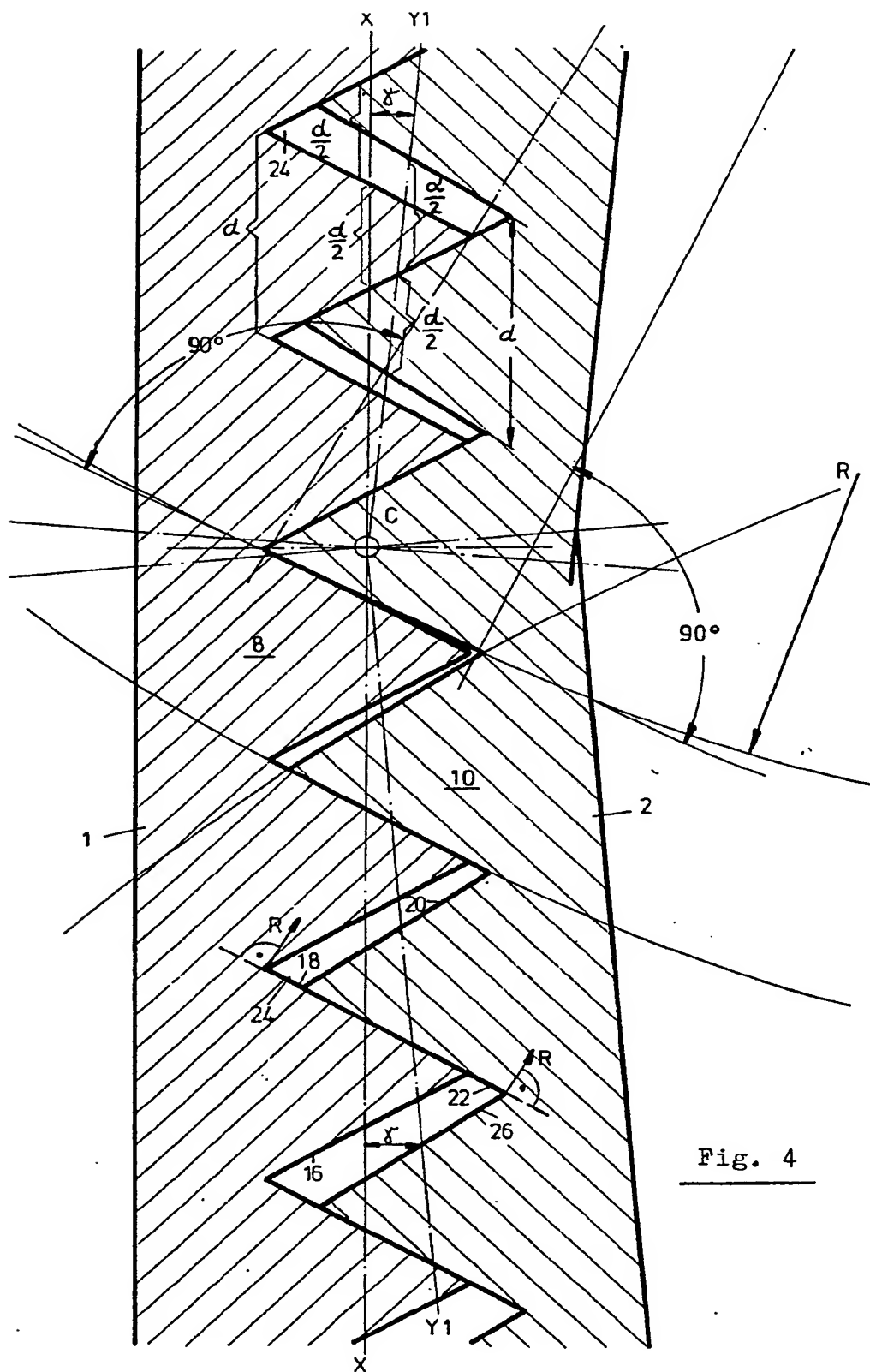


Fig. 4

Fig. 5

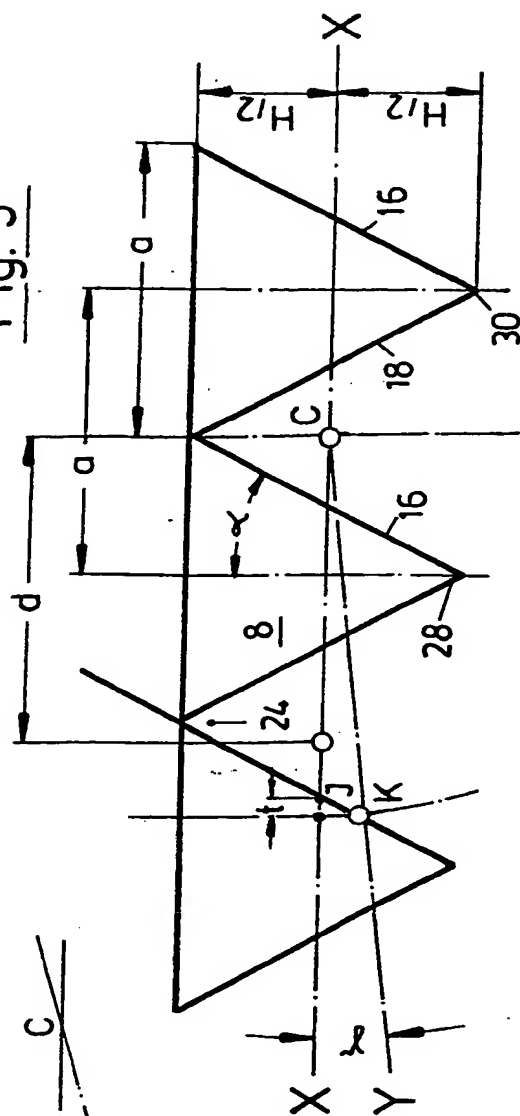


Fig. 7

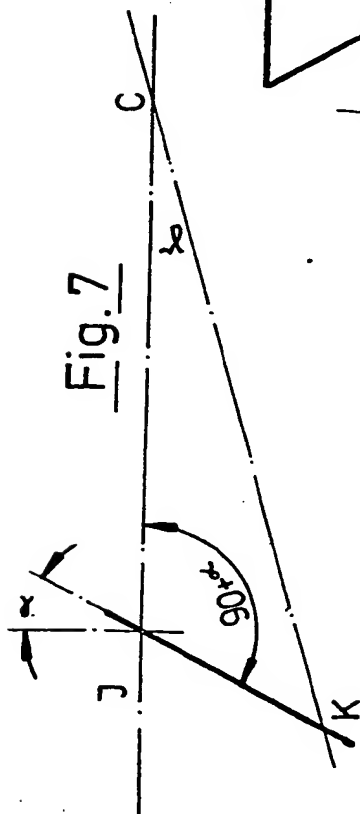


Fig. 6

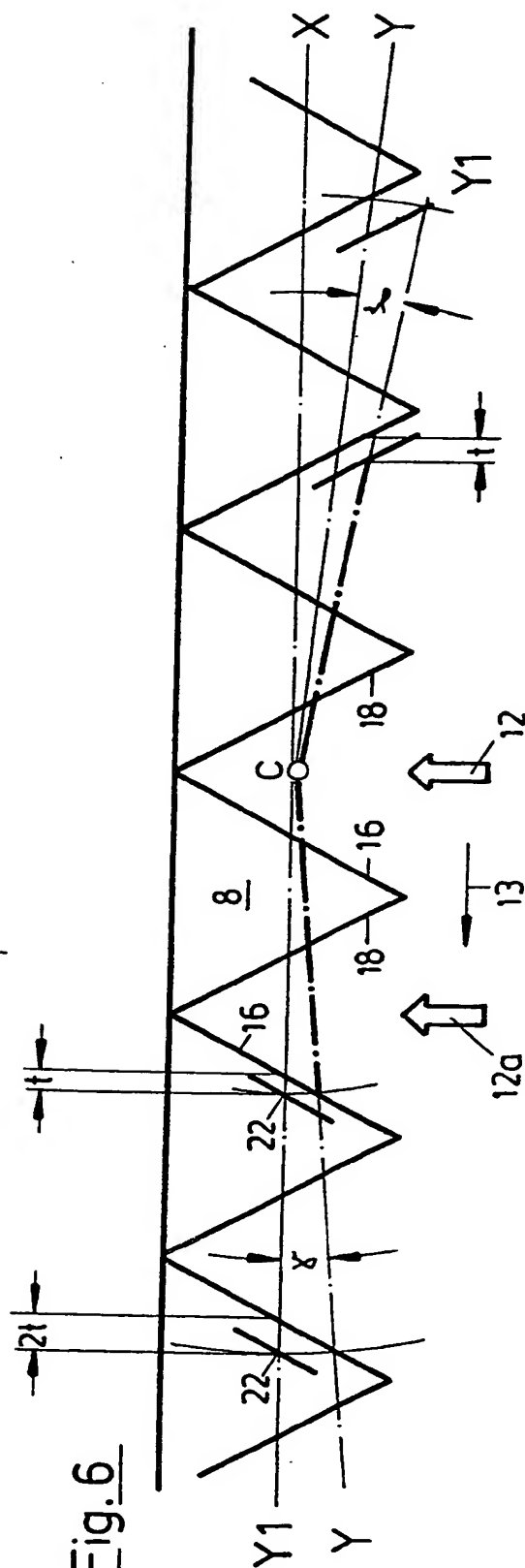
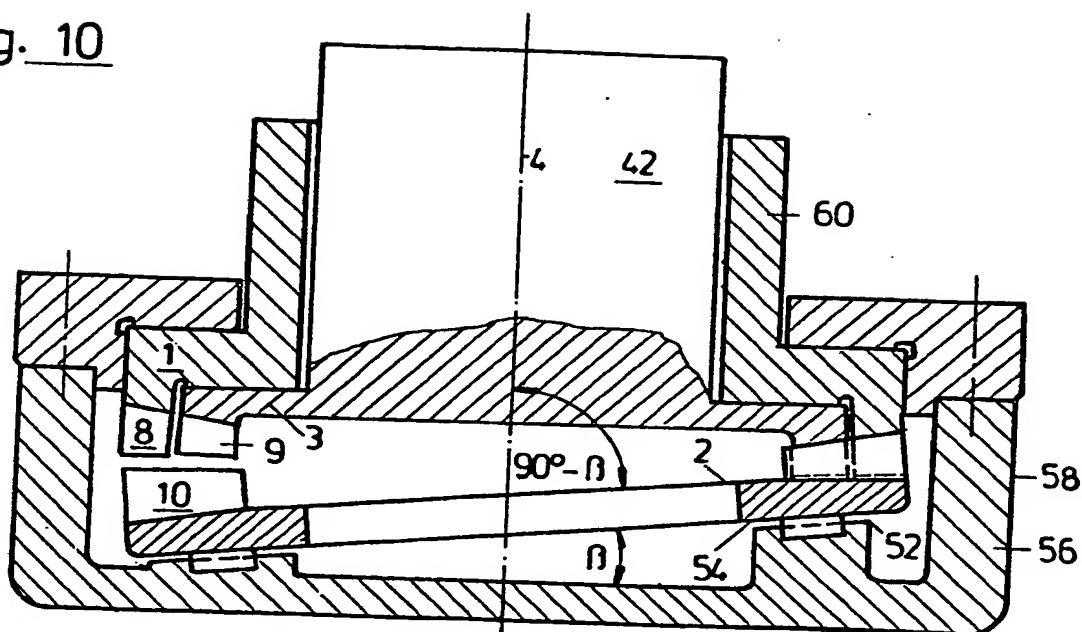
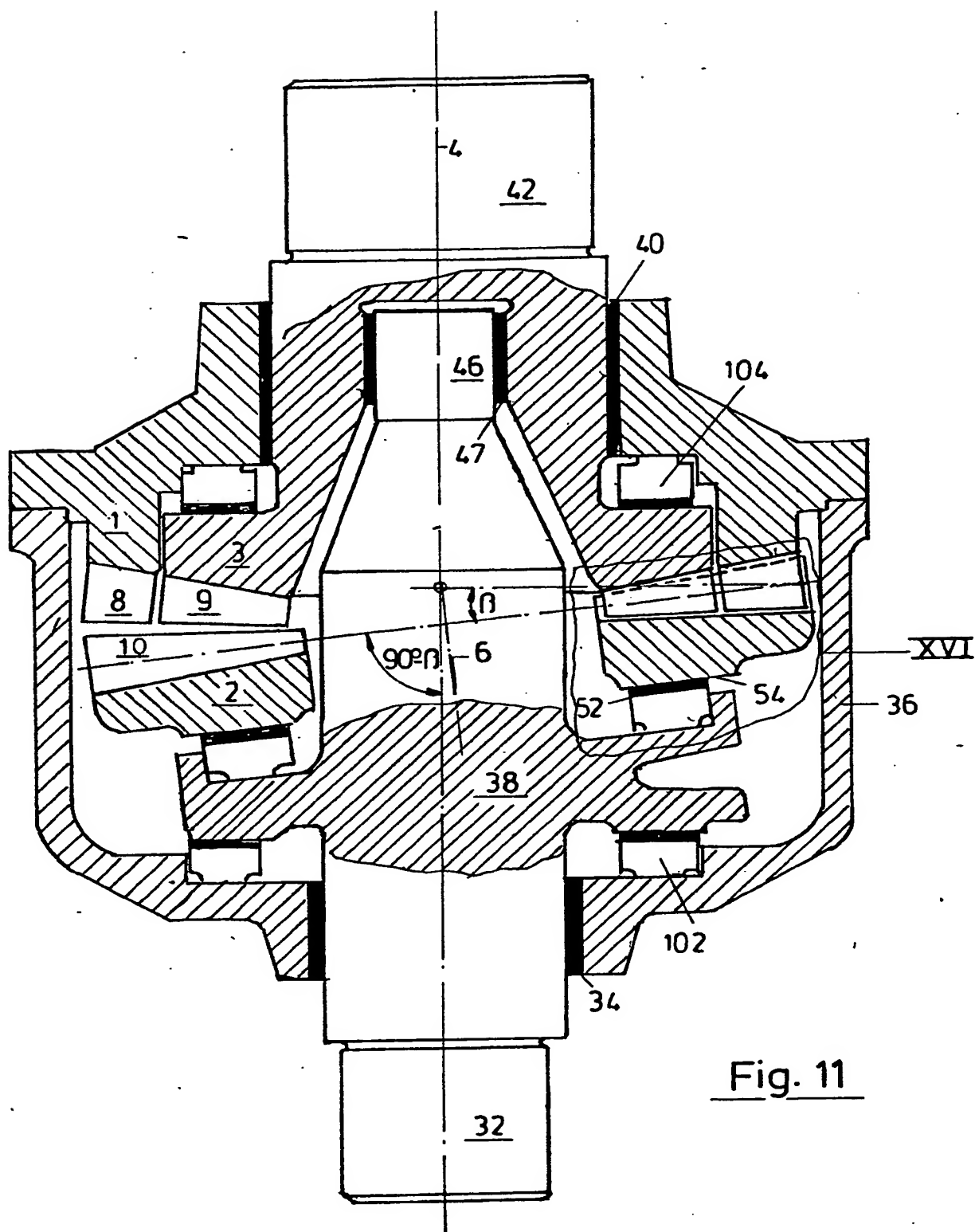


Fig. 10





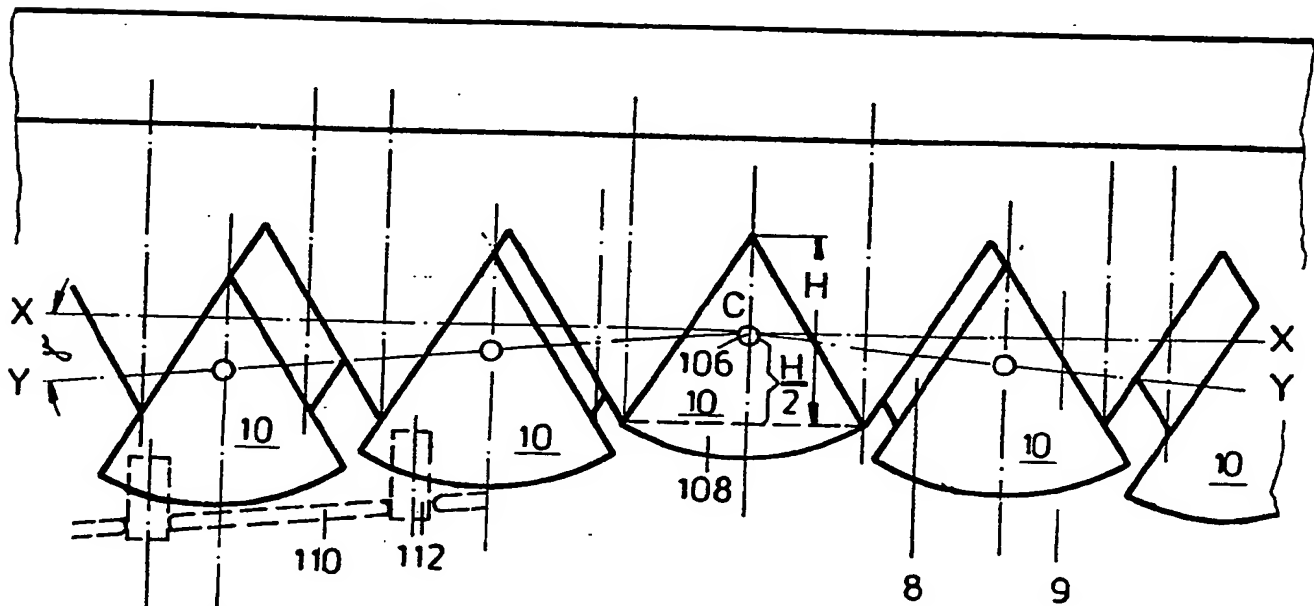
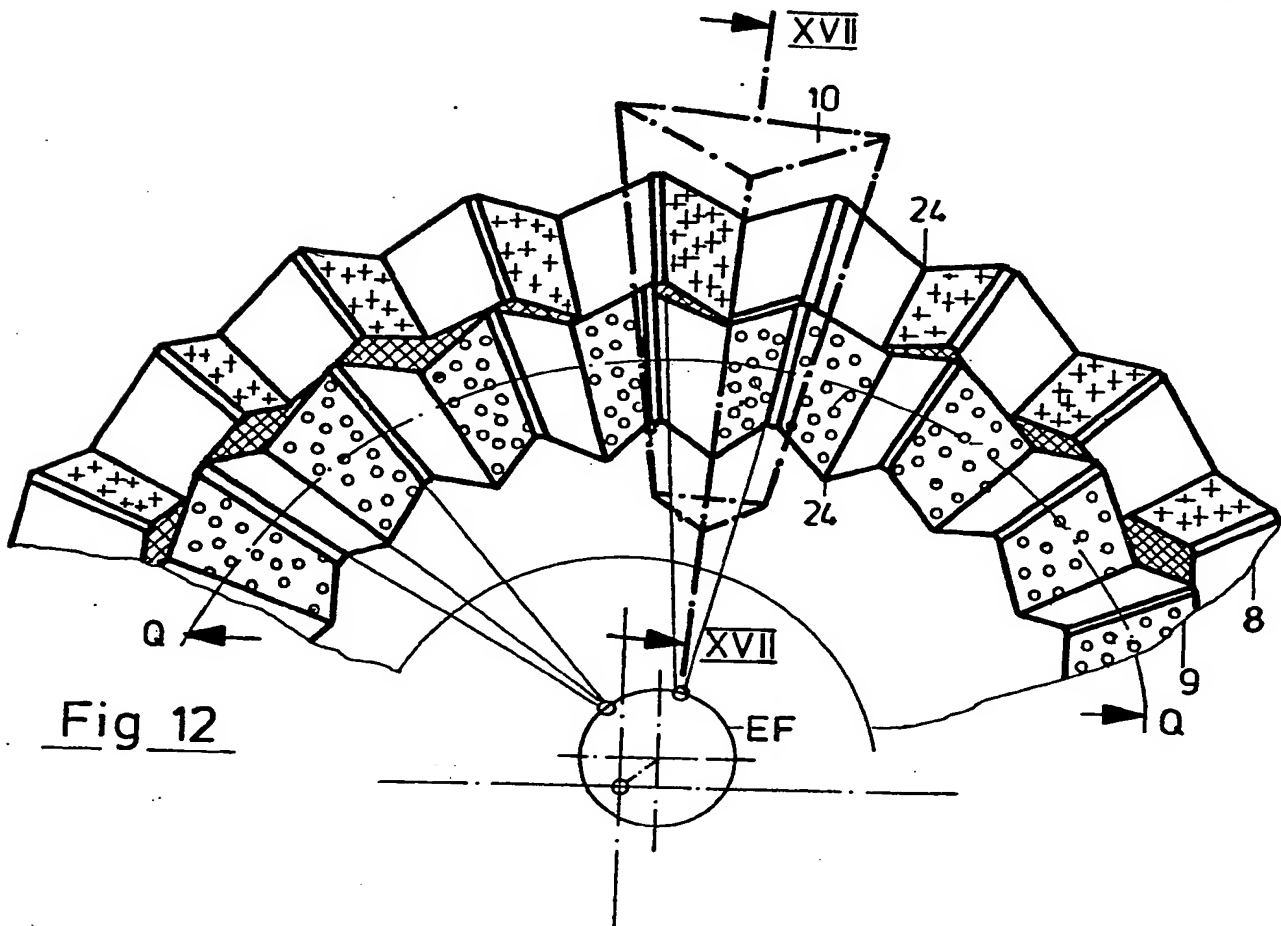


Fig. 17

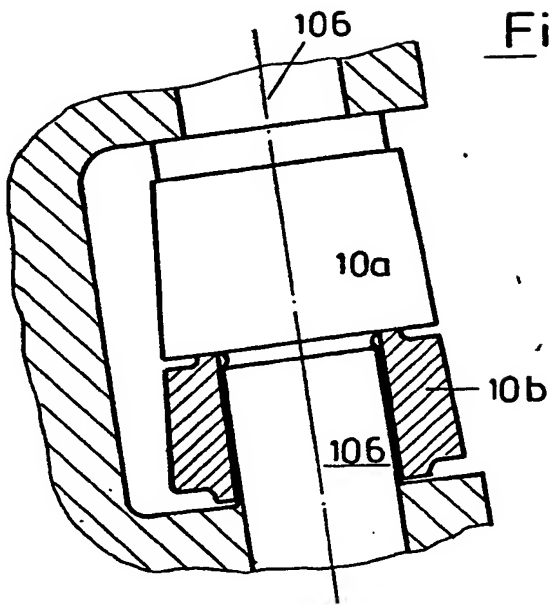


Fig. 15

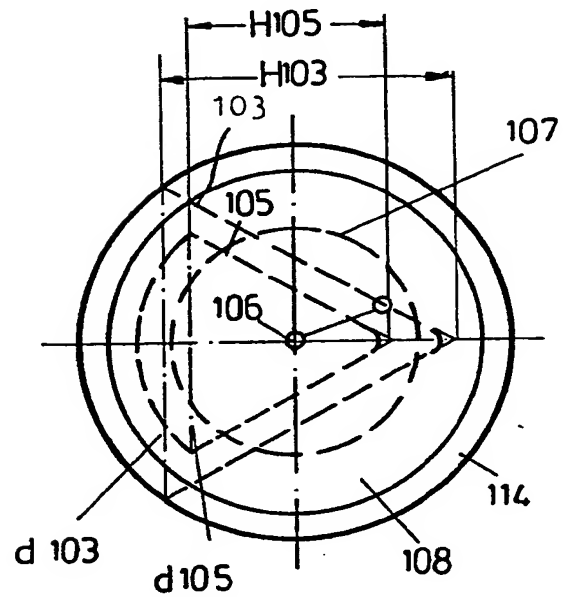


Fig. 14

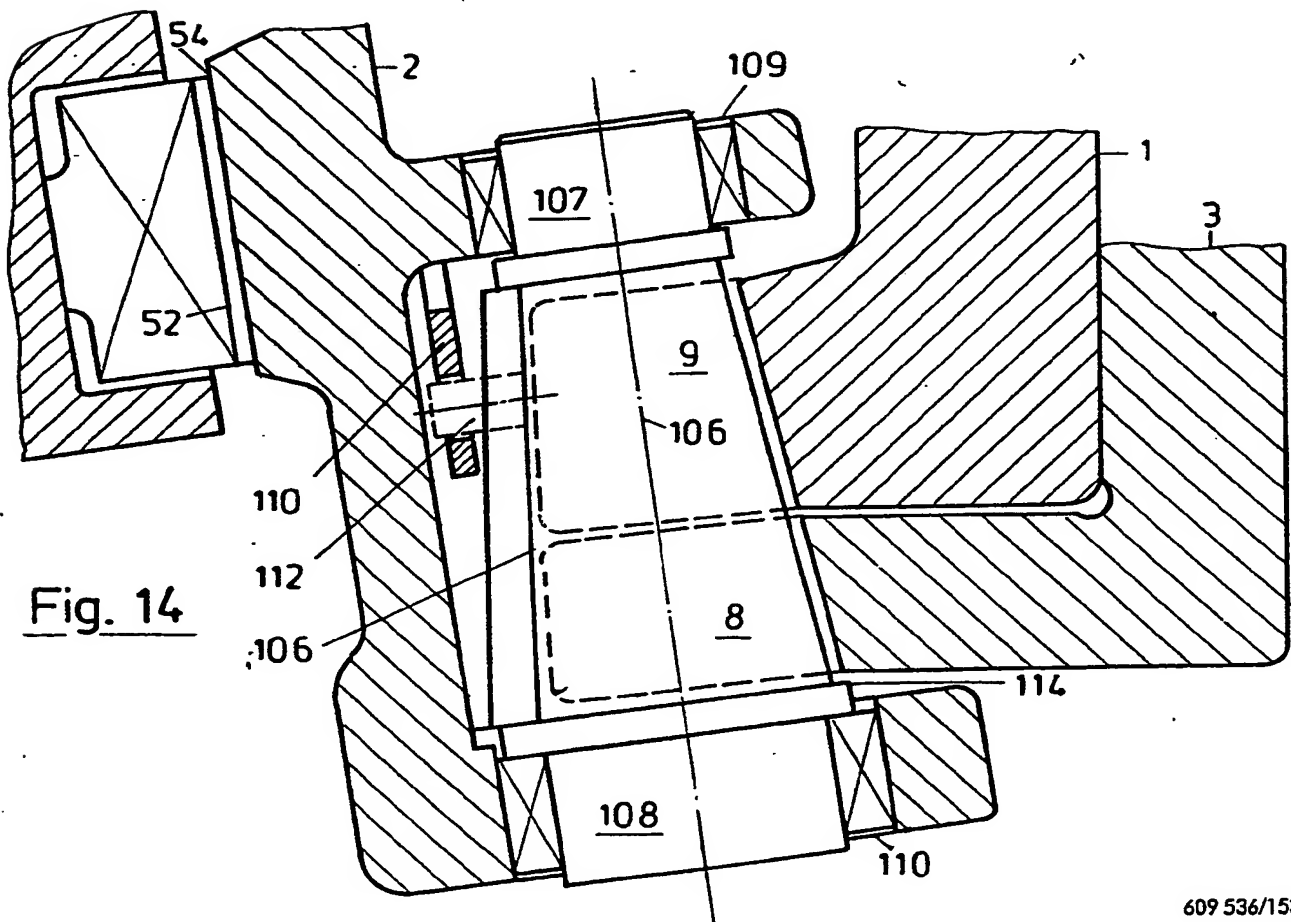


Fig. 18

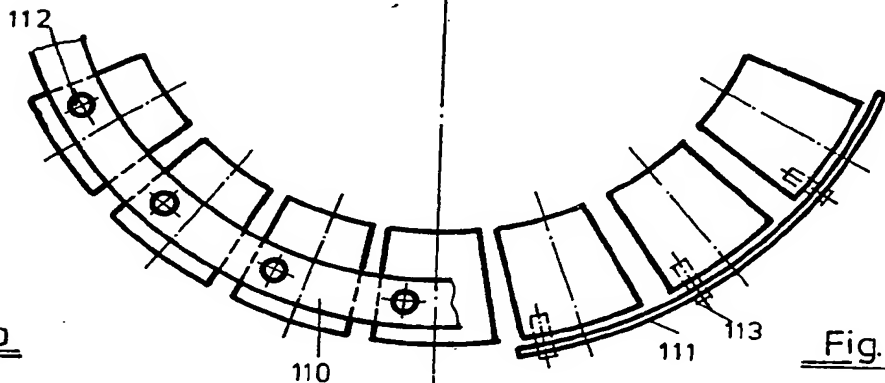
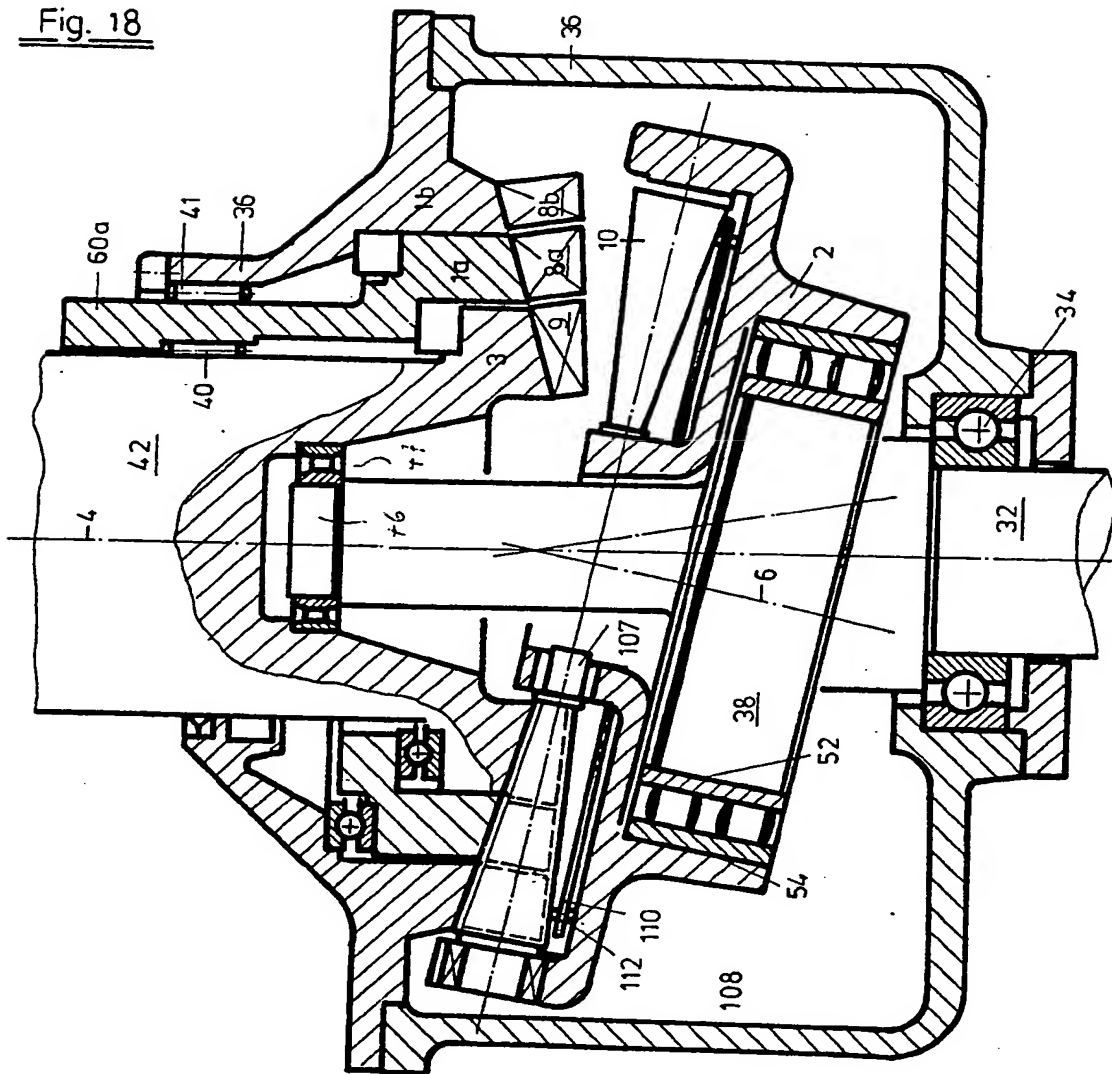
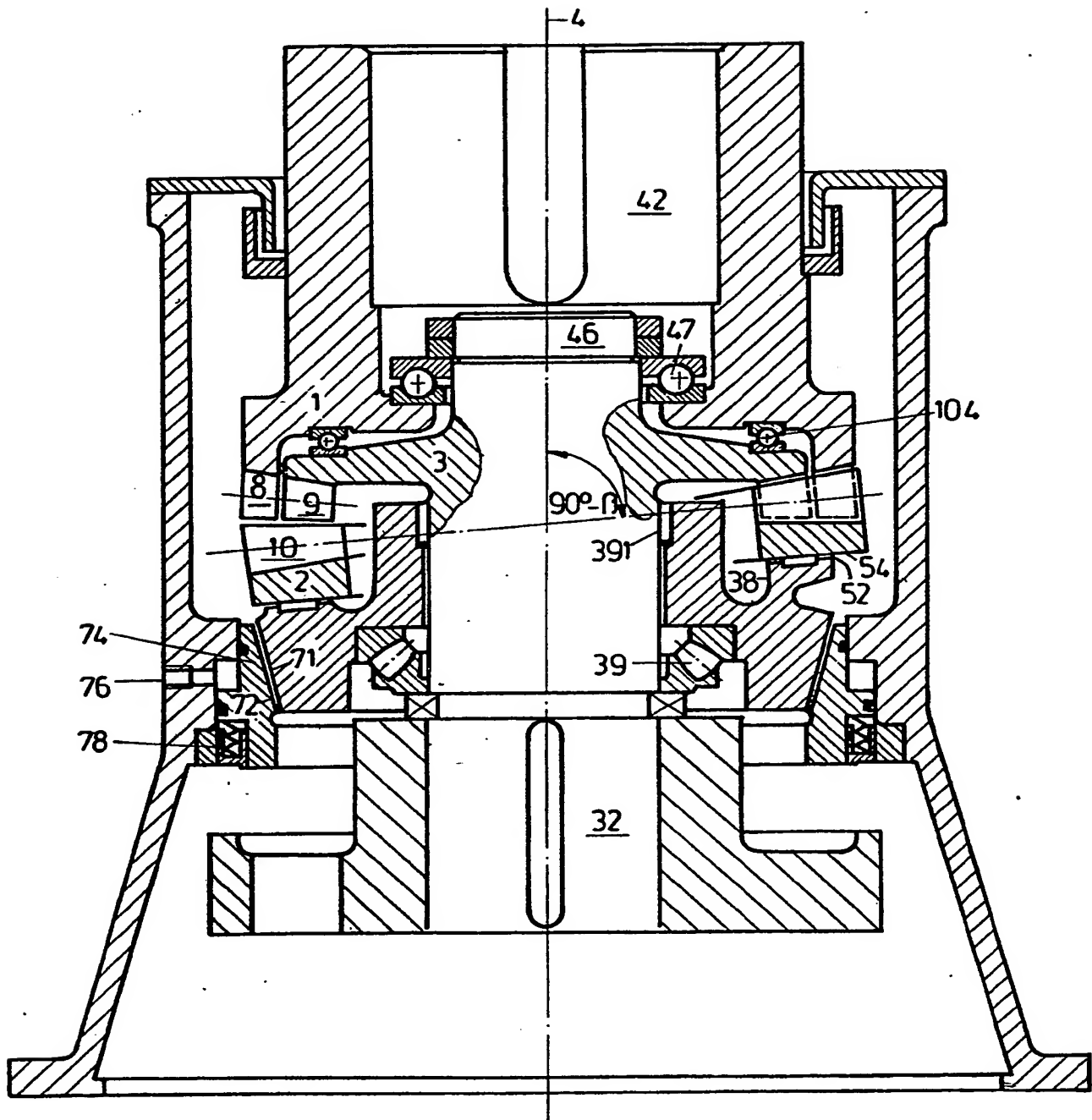


Fig. 16a

Fig. 16b

Fig. 19



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER: _____**

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.

THIS PAGE BLANK (USPTO)